

⑨ 日本国特許庁(JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A)

昭62-225703

⑤ Int. Cl.

識別記号

庁内整理番号

⑬ 公開 昭和62年(1987)10月3日

F 01 D 11/02

7910-3G

審査請求 未請求 発明の数 1 (全8頁)

⑭ 発明の名称 蒸気タービン

⑯ 特 願 昭61-71686

⑰ 出 願 昭61(1986)3月28日

⑱ 発 明 者 名 取 願 二 横浜市鶴見区末広町2丁目4 株式会社東芝京浜事業所内  
⑲ 出 願 人 株 式 会 社 東 芝 川崎市幸区堀川町72番地  
⑳ 代 理 人 弁理士 波多野 久 外1名

明 細 書

(発明の目的)

(産業上の利用分野)

本発明は蒸気タービンに係り、特に高圧タービンおよび中圧タービンのタービン羽根植設部の冷却構造を改良した蒸気タービンに関する。

(従来の技術)

近年、化石燃料の枯渇から、蒸気タービン発電プラントにおいては、発電効率の向上を図るため再熱蒸気タービンが採用されるようになってい

る。一方、蒸気タービンの性能に影響を与える要因としては数多くあるが、一般に主蒸気の温度、圧力、再熱蒸気温度が高い方がタービン効率が高いため、最近の事業用大型火力タービンにおいては再熱蒸気温度が566℃とされているが、将来的には593℃にまで上げる計画が持たれている。

しかしながら、上記のような大型の再熱蒸気タービンにおいては次のような問題がある。

すなわち、第1の問題点としてタービン材料の強度の点が挙げられる。現在使用されているター

1. 発明の名称

蒸気タービン

2. 特許請求の範囲

1. タービン羽根を植設したタービンロータ羽根車に相対するノズルダイヤフラム内輪の面上で上記タービンロータ羽根車の羽根植込部に相当する位置に、タービンロータ羽根車とノズルダイヤフラム内輪との軸方向間隔を狭める間隔調整部材を配設したことを特徴とする蒸気タービン。

2. 前記間隔調整部材を、複数本の歯を有するラビリンスパッキンで構成し、前記歯が前記タービンロータ羽根車の方向に向けて環状に配設した特許請求の範囲第1項に記載の蒸気タービン。

3. 前記間隔調整部材を、環状の板材で構成した特許請求の範囲第1項に記載の蒸気タービン。

3. 発明の詳細な説明

ピン材料は、使用温度が400℃以上になると、その強度が急速に低下してくる。タービン羽根、シュラウド、テノン、タービン羽根および羽根車の植込部等にはタービンの回転により生じる遠心力が出る。その結果、回転部は材料強度の面で厳しい状態におかれており、信頼性のうえで問題がある。

第2の問題点としては、タービンロータの経年的な曲りが挙げられる。このタービンロータの曲りについては、材料の周方向クリープ特性の不均一、残留応力、起動停止時に生じる熱応力等が原因と考えられるが、これらはいずれもタービンロータの表面温度が異常に高くなることに起因している。

このようにタービンロータに曲りが生じると、シュラウドとチップフィン間のクリアランス、ノズルラビリンスとタービンロータ間のクリアランス、グランドパッキンのクリアランス、ノズルダイヤフラムとタービンロータ羽根車間の軸方向クリアランス等が初期設定値と大きく違ってくる。

のタービンロータ5に面した内側にはノズルラビリンス7が環状に付設されている。

ここで、高圧タービンの途中段階から抽出された冷却蒸気8は、前記再熱タービンケーシング1に付設された冷却蒸気管9を通して再熱蒸気タービン内に導入されるようになっており、調整孔10を通して再熱蒸気11を合流して温度、圧力が調整されるようになっている。さらに、この冷却蒸気8は、タービンロータ5の間隙およびノズルダイヤフラム内輪4と羽根車12との間を通り、その一部は羽根車12に設けられたバランスホール13を通して次段へ流入し、また他の一部は羽根車12に設けられたプラットフォーム14とノズルダイヤフラム内輪4との間を通して再熱蒸気通路部へ流出される。

第8図は、従来の高圧・再熱一体型タービン主要部の縦断面を示すもので、高圧部と再熱部とが一体化され、高圧蒸気と再熱蒸気とが対向した蒸気の流れを有する対向流型タービンであって、次のような構造となっている。

その結果、蒸気タービンの性能低下を招くばかりでなく、信頼性の面での問題が生じる。

蒸気タービンの構造のなかでも、特に高温蒸気下におかれる部分としては再熱蒸気タービンの初段、2段の近傍であり、上記の問題が集中的に生じることになる。そのため、再熱蒸気タービンでは、タービン羽根および羽根車の羽根植込部やタービンロータの厳しい応力状態を緩和したり、タービンロータの曲りを防止するためにタービンロータの冷却が行なわれている。

従来の再熱蒸気タービンにつき、第7図ないし第10図を参照して説明する。

第7図は従来の再熱蒸気タービンの初段部近傍の縦断面を示しており、再熱タービンケーシング1にノズルダイヤフラム外輪2が環状に固設され、このノズルダイヤフラム外輪2とノズルダイヤフラム内輪4との間にノズル3が設けられている。

このノズル3の蒸気流出側には、タービンロータ5に植込まれたタービン羽根6が環状に配設されている。また、前記ノズルダイヤフラム内輪4

まず、高圧蒸気が入る高圧タービン側は、タービンケーシング21にノズルボックス22が固設されており、このノズルボックス22の蒸気出口に、タービンロータ23に植込まれた高圧初段のタービン羽根24が環状に配設されている。

前記ノズルボックス22のノズル口のタービンロータ軸方向逆側には、グランドパッキンヘッド25が前記タービンケーシング21に環状に固設されている。

次に、再熱蒸気が入る再熱タービン側は、前記タービンケーシング21にノズルダイヤフラム外輪26が環状に固設されており、このノズルダイヤフラム外輪26とノズルダイヤフラム内輪28との間にノズル27が設けられている。また、前記ノズルダイヤフラム内輪28は、前記グランドパッキンヘッド25と隣設されており、このグランドパッキンヘッド25とノズルダイヤフラム内輪28のタービンロータ23に面した内側においてグランドパッキンヘッド25にはグランドパッキン29が、ノズルダイヤフラム内輪28には

ノズラビリンズ30がそれぞれ環状に付設されている。

さらに前記ノズル27の蒸気流出側には、タービンロータ23に植込まれたタービン羽根31が環状に付設されている。そして前記ノズルボックス22から流出する高圧主蒸気32の一部が前記高圧初段のタービン羽根24通過後分流されて、高圧初段羽根車33に設けられたバランスホール34aに案内される。このバランスホール34aを通った蒸気やノズルボックス22の出口からの漏洩蒸気などが冷却蒸気35となり、前記タービンロータ23とグランドラビリンズ29やノズラビリンズ30との間隙を通り、再熱タービンに流入する。この冷却蒸気35は、タービンロータ23の表面を冷却した後、前記ノズルダイヤフラム内輪28と羽根車36との間を通過する。さらに、その一部は羽根車36に設けられたバランスホール34を通して次段のタービン段落へ流入し、他の一部は羽根車36に設けられたプラットフォーム37とノズルダイヤフラム内輪28との間を

通って再熱蒸気38の通路部へ流出する。

前記冷却蒸気通路部についてさらに詳細を説明すると、第7図および第8図に示した従来技術の再熱タービンにおけるノズルダイヤフラム内輪とタービン羽根車との間隙 $S$ と、タービンロータ中心からの半径 $R$ との関係を第9図に示している。ただし、ノズルダイヤフラム内輪の内側半径を $R_A$ とし、羽根植込部のタービンロータ中心からの半径を $R_B$ とし、ノズルダイヤフラム内輪の内側における前記間隙を $S_A$ とし、羽根植込部における間隙を $S_B$ とする。そして第9図における縦軸はノズルダイヤフラム内輪の内側における間隙値 $S_A$ で無次元化してある。また、再熱タービンの前記間隙 $S$ の値は、第9図における斜線部の値を採っている。したがって、従来技術の再熱蒸気タービンにおいては、タービンロータ中心からの半径 $R$ の値が大きくなるにつれて間隙 $S$ の値は大きくなり、或る位置から間隙 $S$ の値は羽根植込部における間隙 $S_B$ の値と同じになっている。

次に冷却蒸気通路部の環状面積について考察す

ると、環状面積は、 $A = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot S$ の式で表わされる。従来技術の再熱蒸気タービンでは、前記半径 $R$ の値が最小となるノズルダイヤフラム内輪内側の半径 $R_A$ の付近において間隙 $S$ は最小となっている。その結果、ノズルダイヤフラム内輪内側において前記環状面積 $A$ は最小となる。逆に羽根植込部付近では、ノズルダイヤフラム内輪と羽根車との間隙 $S_B$ が最大となり、前記半径 $R$ の値も最大となるので、環状面積 $A$ も最大となる。

したがって、従来技術の再熱タービンにおいてノズルダイヤフラム内輪と羽根車との間隙を流れる冷却蒸気流速 $V_R$ との関係についてみると第3図に示す分布となっており、ノズルダイヤフラム内輪内側付近において冷却蒸気の流速は最大となり、羽根植込部において最小となっている。

次に、ロータ表面の熱伝達率について考察する。第10図に示すグラフは、実験的に検証した羽根車表面における熱伝達率と回転レイノズル数 $Re$ との関係を示している。なお、パラメータとして、羽根車表面を半径方向に流れる冷却蒸気流

速 $V_R$ を採っている。第10図にみられるグラフより、冷却蒸気流速 $V_R$ が一定の場合、回転レイノズル数 $Re$ が大きいほど熱伝達率 $\alpha$ の値が大きくなっていること、また、回転レイノズル数 $Re$ が一定の場合、冷却蒸気流速 $V_R$ が速いほど熱伝達率 $\alpha$ の値が大きくなっていることがわかる。

ここで、従来技術の再熱蒸気タービンにおける第1段羽根車表面の熱伝達率についてみると、第4図に示されるようになってる。すなわち、ノズルダイヤフラム内輪内側に相当する前記半径 $R_A$ の位置で熱伝達率は最大となり、羽根植込部に相当する前記半径 $R_B$ の位置で熱伝達率は最小となる。これは回転レイノズル数 $Re$ が一定の状態、冷却蒸気流速 $V_R$ が羽根植込部に近づくにつれて遅くなるためである。この熱伝達率が小さいほど羽根車表面から冷却蒸気によって奪われる熱量は小さくなり、冷却蒸気による冷却効果が低くなるので、羽根車表面温度も下がりにくくなる。

一方、羽根車の温度分布は、元来再熱蒸気通路部に近いほど高くなっているため、従来技術にお

ける再熱蒸気タービン第1段羽根車表面温度分布は、第5図に示されるように羽根植込部に近づくほど表面温度は高くなり、羽根植込部においては羽根車の温度が500℃以上になっている。

(発明が解決しようとする問題点)

ところが、現在ではタービンプラント効率を上げるために566℃となっている再熱蒸気温度を593℃にまで上げる計画がある。この場合、再熱タービンの第1段羽根車の羽根植込部温度は550℃以上になると予想される。

このように羽根植込部温度が550℃以上になると、材料自体が強度上もたなくなり、重大な事故につながる。したがって、従来の再熱蒸気タービンでは、冷却蒸気流量を増加させて羽根植込部の温度を低下させることが必要となる。

しかし、過度の冷却を行なうと、逆にタービンプラント効率を下げることになり、また過小冷却を行なうと羽根植込部の温度が高くなり過ぎ、材料が強度的にもたなくなって重大事故を招くという恐れがある。

込部の温度が下げられ、羽根植込部における材料強度を確保して信頼性が高められる。また冷却蒸気流量を減らしたり、主蒸気温度をより高くすることにより、タービンプラント効率を一層上げ、信頼性の高い高効率の蒸気タービンとすることができる。

(実施例)

以下、本発明の一実施例を第1図ないし第5図を参照して説明する。

第1図は本発明による蒸気タービンのタービン段落の一例の縦断面を示すもので、タービンケーシング41にノズルダイヤフラム外輪42が環状に固設されており、このノズルダイヤフラム外輪42とノズルダイヤフラム内輪44との間にノズル43が介装されている。

前記ノズル43の蒸気流出側には、タービンロータ45に植込まれたタービン羽根46が環状に多数配設されている。また前記ノズルダイヤフラム内輪44のタービンロータ45に面した内側にはノズラピリンズ47が環状に付設されている。

本発明は上述した事情を考慮してなされたもので、羽根植込部における冷却蒸気流速をノズルダイヤフラム内輪の内側における冷却蒸気流速以上に保って、羽根車の冷却効果を高め、蒸気タービンの信頼性を向上させてタービン効率を高めた蒸気タービンを提供することを目的とする。

(発明の構成)

(問題点を解決するための手段)

本発明に係る蒸気タービンは、タービン羽根を植設したタービンロータ羽根車に相対するノズルダイヤフラム内輪の面上で上記タービンロータ羽根車の羽根植込部に相当する位置に、タービンロータ羽根車とノズルダイヤフラム内輪との軸方向間隔を狭める間隔調整部材を配設したことを特徴とするものである。

(作用)

上記の構成により、羽根植込部における冷却蒸気の流速がノズルダイヤフラム内輪内側における冷却蒸気流速と同等ないしそれ以上に速められ、これにより羽根車の冷却効果が高められて羽根植

冷却蒸気48は、ノズラピリンズ47とタービンロータ45との間隙、およびノズルダイヤフラム内輪44と羽根車50との間隙を通り、その一部は羽根車50に設けられたバランスホール51を通して次段のタービン段落に流入し、他の一部は羽根車50に設けられたプラットフォーム52とノズルダイヤフラム内輪44との間隙を通過して主蒸気49の通路部へ流出される。

上記の構成については従来の再熱蒸気タービンの場合と同様である。本発明においては、タービンロータ羽根車50に相対するノズルダイヤフラム内輪44の面上で上記タービンロータ羽根車50の羽根植込部に相当する位置にタービンロータ羽根車50とノズルダイヤフラム内輪44との軸方向間隔を狭める間隔調整部材60が配設されている。

第1図に示す実施例においては、間隔調整部材60として羽根車50のタービン羽根46の植込部に相対するようにラピリンズパッキン60aがノズルダイヤフラム内輪44に環状に設けられて

いる。

このラビリンスパッキン60aは、前記ノズルラビリンス47と同様にノズルダイヤフラム内輪44に嵌込溝61が形成され、ラビリンスパッキン60aの基部60bがまわし込む形式により嵌込溝61に嵌込まれて取付けられている。第2図は第1図のII-II線に沿う矢視図であり、この図からもわかるようにラビリンスパッキン60aは周方向で6等分割されている。しかし、この分割数は適宜選択することができる。

上記ラビリンスパッキン60aの歯先と羽根車50との間のラビリンス間隙 $S_L$ は、タービン起動時や停止時におけるタービンロータ45とケーシング41との伸びの差を考慮して7mm以上とされる。

従来においては、前記羽根植込部における間隙 $S_B$ が30mmないし60mm程度であるのに対し、本実施例における上記間隙は従来の1/3ないし1/8となる。したがって、間隙 $S_B$ を通過する蒸気流速は従来の3倍から8倍程度早くなる。

さらに、上記実施例において、羽根植込部の温度を従来と同じレベルにまで上げることが許されるならば、冷却蒸気量を大幅に減らすことが可能となり、タービンプラント効率を従来技術に比して著しく向上することができる。また、冷却蒸気量を従来と同じにしたまま再熱蒸気温度を高くすることが可能であり、これによっても同様にタービンプラント効率を高めることができる。

第6図は、本発明における間隙調整部材60を第1図ないし第5図に示したラビリンスパッキン60aに代えて間隙調整板60cを用いた場合の実施例を示すもので、これによっても上記実施例と同様な効果をもたらすことができる。なお、第6図において他の構成は第1図ないし第5図に示した実施例と同様であるので、同一部分には同一符号を付してその説明は省略する。

#### (発明の効果)

以上説明したように本発明は、タービン羽根を植設したタービンロータ羽根車に相当するノズルダイヤフラム内輪の面上で上記タービンロータ

第3図に上記実施例における一例の羽根車表面の冷却蒸気流速と半径との関係を示している。この図に示されるように、従来のものと較べ本実施例では、前記ラビリンスパッキン60aが設けられている部分の半径 $R_L$ 付近から急激に冷却蒸気流速 $V_R$ が速くなっている。その結果、第4図に示されるように、羽根車表面の熱伝達率も前記半径 $R_L$ 付近から急激に大きい値となり、従来のものに比し遙かに大きくなる。

これにより羽根車表面から冷却蒸気によって奪われる熱量は、前記ラビリンスパッキン60aが設けられている半径 $R_L$ 付近から急激に大きくなるので、第5図に示されるように羽根車50の表面温度は従来に較べ前記半径 $R_L$ 付近から低くなり、羽根植込部に相当する前記半径 $R_B$ の位置における羽根車表面温度はかなり低くなる。

その結果として、羽根植込部における羽根材やロータ材の温度が従来に比して低下し、これにより羽根植込部における材料の強度上の問題が解消され、信頼性を大幅に向上することができる。

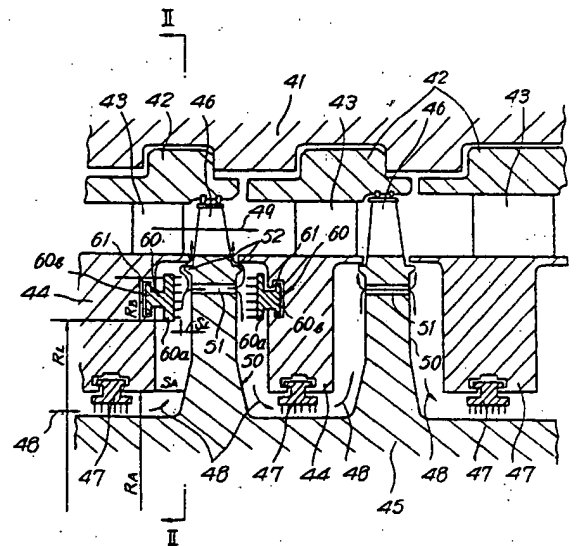
羽根車の羽根植込部に相当する位置に、タービンロータ羽根車とノズルダイヤフラム内輪との軸方向間隔を狭める間隙調整部材を配設したので、羽根植込部における冷却蒸気の流速をノズルダイヤフラム内輪の内側における冷却蒸気流速と同等ないしはそれぞれ以上に速めることができ、これにより羽根車の冷却効果を高め、タービン羽根植込部の温度が低下してタービン羽根植込部の材料強度を保護して信頼性を高めることができる。その結果、従来の蒸気タービンに較べより信頼度の高い蒸気タービンを提供することができるばかりでなく、冷却蒸気量を減らしたり、主蒸気温度をより高くすることもでき、高効率にの蒸気タービンを得ることが可能であるなどの種々優れた効果がある。

#### 4. 図面の簡単な説明

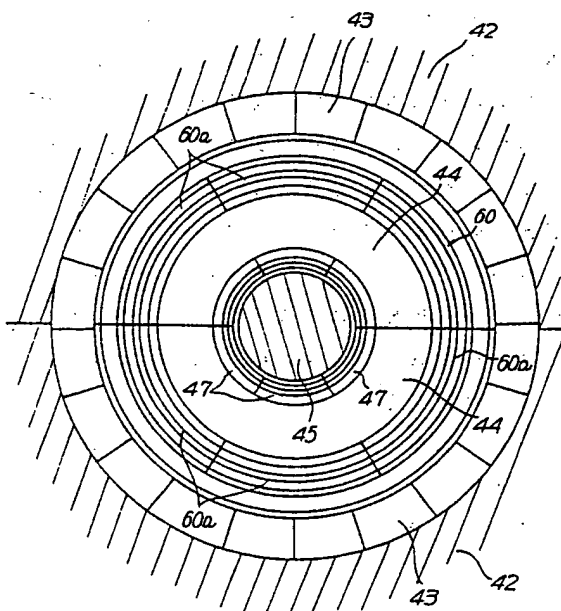
第1図は本発明に係る蒸気タービンにおけるタービン段落の一実施例を示す縦断面図、第2図は第1図のII-II線に沿う矢視断面図、第3図は羽

根車表面の冷却蒸気流速とタービンロータ中心からの半径との関係を示すグラフ、第4図は羽根車表面の熱伝達率とタービンロータ中心からの半径との関係を示すグラフ、第5図は羽根車表面温度とタービンロータ中心からの半径との関係を示すグラフ、第6図は本発明の他の実施例を示すタービン段路の縦断面図、第7図は従来の再熱タービンの初段近傍の縦断面図、第8図は従来の高圧・再熱一体型タービンの主要部の縦断面図、第9図は従来の再熱タービンのノズルダイヤフラム内輪とタービン羽根車との間隙と、タービンロータ中心からの半径との関係を示すグラフ、第10図は羽根車表面における熱伝達率と回転レイノルズ数との関係を示すグラフである。

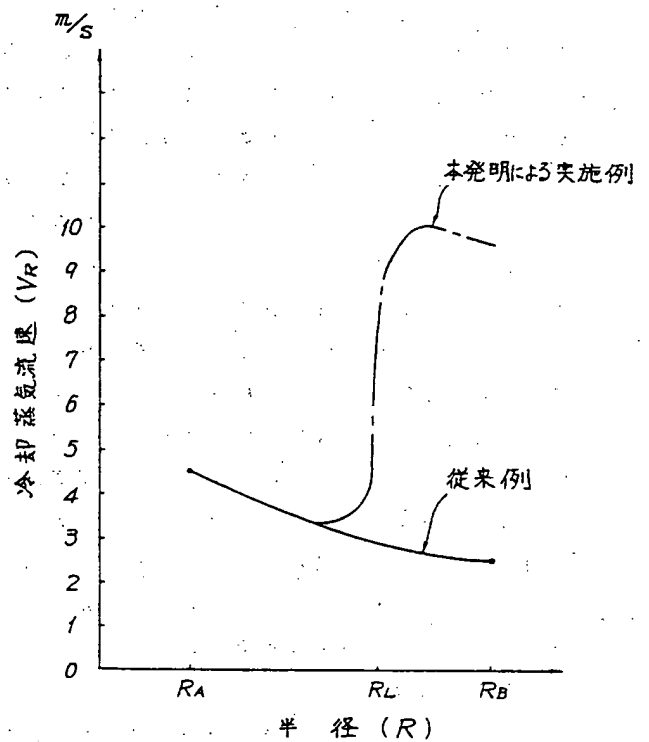
3, 27, 43…ノズル、4, 28, 44…ノズルダイヤフラム内輪、5, 23, 45…タービンロータ、8, 35, 48…冷却蒸気、12, 36, 50…羽根車、60…間隙調整部材、60a…ラビリンスパッキン、60c…間隙調整板、61…嵌込溝。



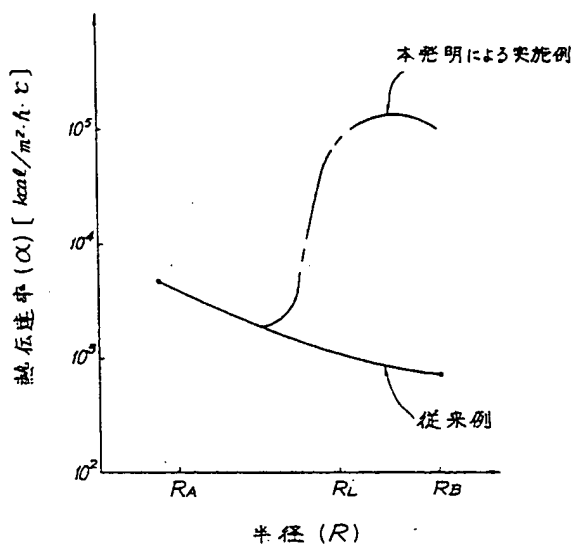
第1図



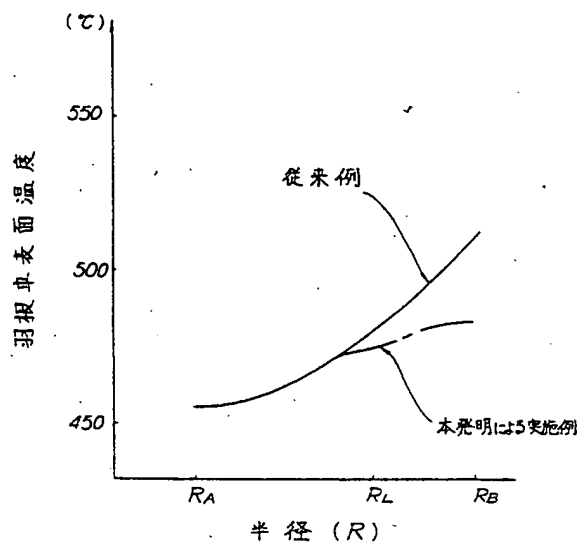
第2図



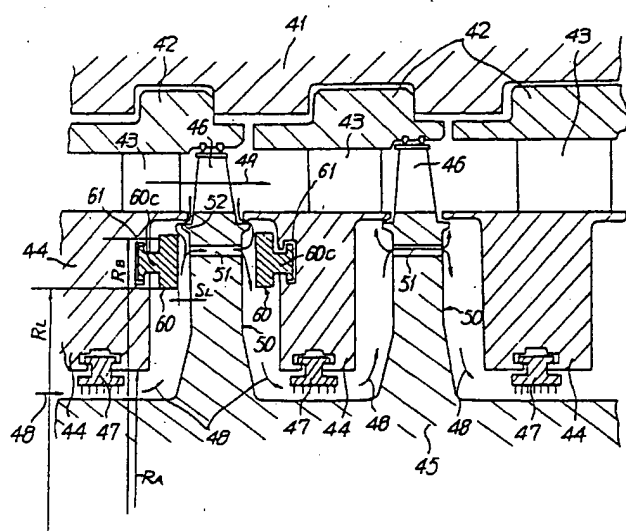
第3図



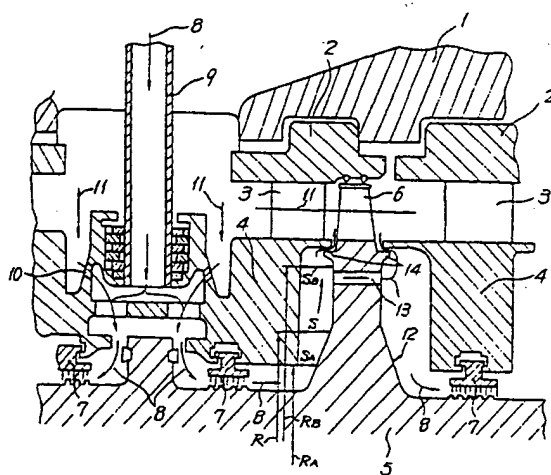
第 4 図



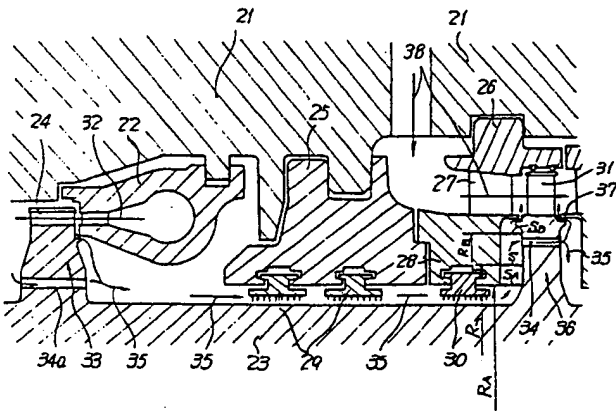
第 5 図



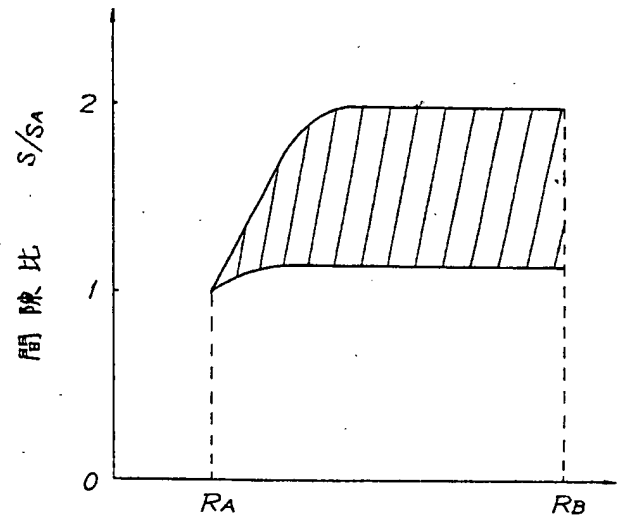
第 6 図



第 7 図

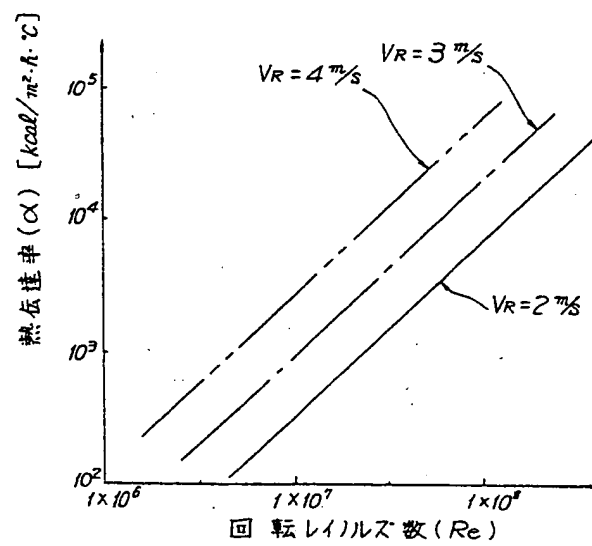


第 8 図



半 径 (R)

第 9 図



第 10 図